

Influence de l'état de surface sur la génération de portance hydrodynamique des garnitures mécaniques

A.P. NYEMECK^a, N. BRUNETIERE^a, B. TOURNERIE^a

a. Institut Pprime, CNRS - Université de Poitiers – ENSMA, UPR 3346 Département Génie Mécanique et Systèmes Complexes F86962 FUTUROSCOPE CHASSENEUIL (France)

Résumé:

Cette étude présente un modèle hydrodynamique, pour analyser l'influence des rugosités sur la génération de portance hydrodynamique dans les garnitures mécaniques. Différents états de surfaces sont ainsi modélisés avec des motifs de rugosité variés. L'équation de Reynolds traduisant la conservation de la masse est résolue par la méthode de volumes finis, en tenant compte des zones de cavitation au moyen d'un algorithme conservatif.

Les résultats obtenus mettent en évidence, l'influence des zones de cavitation sur la génération de portance hydrodynamique dans les garnitures mécaniques. Par ailleurs, il est montré que la portance générée dépend de deux paramètres: la distance séparant les faces (h_0/σ) et le Nombre hydrodynamique N_h .

Abstract:

This paper present a hydrodynamic model dedicated to the analysis of the influence of roughness on the hydrodynamic lift in a mechanical seal. Different surfaces are modelled with varied wave length and roughness pattern. The numerical model solves the Reynolds equation by considering the cavitation areas by mean of a conservative algorithm.

The results highlight the influence of cavitation areas on the generation of the hydrodynamic lift in mechanical seals. In addition, it was shown that the generation of the hydrodynamic lift is significantly influenced by two parameters: the clearance between the rings (h_0/σ) and a hydrodynamic parameter N_h .

Mots clés : Garniture mécanique, Portance hydrodynamique, Cavitation

1 Introduction

Les garnitures mécaniques d'étanchéité sont utilisées pour assurer l'étanchéité d'arbre tournant. Elles sont composées d'un ensemble tournant lié à l'arbre (rotor) et d'un ensemble fixe lié au bâti (stator). Les faces en contact du rotor et du stator délimitent les deux milieux fluides à séparer.

L'étude de l'influence des surfaces rugueuses sur la lubrification hydrodynamique a été initiée par Tzenh et Saibel [1]. Ils ont utilisé le concept stochastique pour étudier l'effet de la rugosité sur un palier, avec un modèle unidimensionnelle. En 1969, Chistensen [2] a appliqué cette approche afin d'analyser le comportement hydrodynamique dans les paliers. Il a écrit l'équation de Reynolds avec des termes permettant de prendre en compte l'orientation des rugosités. Pour surmonter les difficultés liées à l'orientation de rugosité, Patir et Cheng [3,4] ont développé un modèle de surface rugueuse à trois dimensions (3D). Ils ont utilisé l'équation de Reynolds moyennée en introduisant des termes connus sous le nom de « facteurs d'écoulement ». Ces termes permettent d'évaluer les effets de la rugosité en lubrification. Le modèle de facteurs d'écoulement a été utilisé à plusieurs reprises et même adaptée dans différentes études de lubrification [5,6].

Une autre façon de modéliser la lubrification hydrodynamique est d'utiliser l'approche déterministe. Celle-ci permet de faire une description plus réaliste des phénomènes étudiés. Elle utilise aussi l'équation de Reynolds sous sa forme usuelle. La description des rugosités est prise en compte dans l'épaisseur de film et son application a été remarquée dans la modélisation ElastoHydroDynamique (EHD).

En 1994 Ai et Cheng [7] ont fait une analyse EHD transitoire, pour les contacts linéaires de surfaces, en utilisant une méthode multigrilles. Ils ont constaté que l'effet transitoire, influence sur le champ de pression et le profil de l'épaisseur de film. En 1999, Jiang et al [8] se sont intéressés à la lubrification mixte EHD. Le modèle présenté traite le problème avec une épaisseur de film très faible pour séparer les aspérités en contact. Ils ont utilisé l'équation de Reynolds dans les zones lubrifiées. La charge est supportée par le film lubrifiant, et les aspérités en contact.

L'étude présentée dans cet article concerne un modèle hydrodynamique des garnitures mécaniques avec différents états de surface. L'objectif est d'analyser l'influence de l'état de surface sur la génération de portance hydrodynamique.

2 Modèle théorique

2.1 Modèle géométrique et cinématique

La configuration géométrique et cinématique de la garniture, et le volume de contrôle sont représentés sur la figure 1. Les caractéristiques géométriques et les propriétés du lubrifiant sont données dans le tableau 1.

Le problème est traité dans une configuration axisymétrique. Le rotor est animé d'un mouvement de rotation autour de l'axe z . Le modèle a un seul degré de liberté : le déplacement axial du stator flottant. La distance séparant les deux anneaux est représentée par h_0

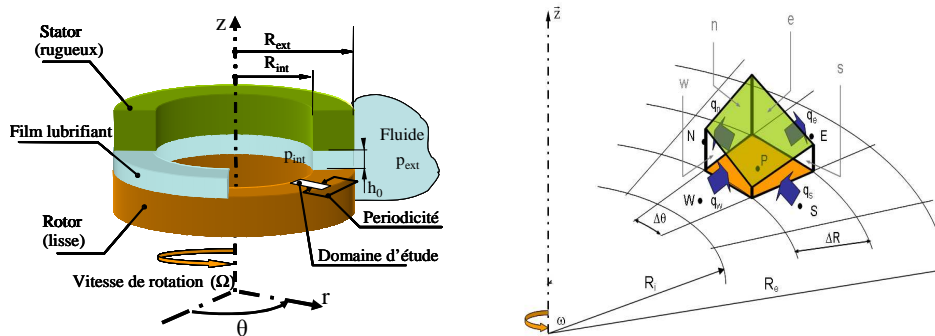


Figure 1 (a/b): Configuration de la garniture mécanique / Volume de contrôle

Tableau 1: Paramètre géométrique et de fonctionnement

Paramètres géométriques	
Rayon intérieur R_{int}	0.029 m
Rayon extérieur R_{ext}	0.033 m
Paramètres de fonctionnement	
Vitesse angulaire ω	800 – 20000 rad/s
Pression d'alimentation p_{ext}	1 Mpa
Pression intérieure p_{int}	0
Viscosité du fluide μ	10^{-3} Pa.s
Masse volumique ρ_0	1000 kg/m ³
Pression de cavitation p_{cav}	-0.01 MPa
Epaisseur de film minimum h_0	3.5 μ m

2.2 Hypothèses et équations

Les hypothèses de base utilisées dans cette étude sont les suivantes:

- l'écoulement est supposé laminaire et continu
- le fluide est Newtonien
- les forces d'inertie dans le fluide sont négligeables

- l'épaisseur de film est très petite devant toutes les autres dimensions

A partir de ces hypothèses, l'équation de Reynolds obtenue hors des zones de cavitation peut s'écrire :

$$\frac{\partial}{\partial r} \left(r h^3 \frac{\partial p}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) = 6 \mu r \omega \frac{\partial h}{\partial \theta} \quad (1)$$

Pour mettre en évidence l'effet hydrodynamique de l'écoulement, l'équation 1 est mise sous une forme adimensionnelle :

$$\frac{\partial}{\partial r} \left(r h^3 \frac{\partial p}{\partial r} \right) + \frac{1}{\theta_s^2} \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) = - \frac{12 \pi \mu R_{ext}^2 \omega \sigma}{h_0^3 P_{ext} \theta_s} r \sin(\theta - 2\pi) \quad (2)$$

Le second membre de l'équation 2 peut s'écrire comme suit :

$$\frac{12 \pi \mu R_{ext}^2 \omega \sigma}{h_0^3 P_{ext} \theta_s} = 2 N_h \left(\frac{\sigma}{h_0} \right)^3 \left(\frac{1}{\theta_s} \right) \quad \text{avec } N_h = \frac{6 \pi \mu R_{ext}^2 \omega}{\sigma^2 P_{ext}}$$

Le terme N_h est appelé ici, le nombre hydrodynamique. Ce nombre sans dimension caractérise la contribution des effets hydrodynamiques à la séparation des faces de la garniture. Il peut également être utilisé pour définir les zones de transitions entre régimes.

La méthode des volumes finis a été retenue pour traiter le problème, car elle est basée sur la conservation du débit massique. Son application passe par la discrétisation de l'interface de la garniture en volume élémentaire (figure 1.b). Le maillage du domaine est constitué de grilles régulières dans le plan (r, θ) , avec N_r et N_θ le nombre de nœuds respectivement dans la direction radiale et circonférentielle. Les expressions de débits de chaque côté du volume sont données par :

$$\begin{cases} q_w^{(r)} = - \frac{h_w^3}{12 \mu} R_w \Delta \theta \frac{\partial}{\partial r} (FD)_w \\ q_e^{(\theta)} = - \frac{h_e^3}{12 \mu} R_e \Delta r \frac{\partial}{\partial \theta} (FD)_e \\ q_n^{(\theta)} = - \frac{h_n^3}{12 \mu} \frac{\Delta R}{R_n \Delta \theta} \frac{\partial}{\partial \theta} (FD)_n + 0.5 h_n \Delta R R_n \omega [1 - D_p (1 - F_n)] \\ q_s^{(r)} = - \frac{h_s^3}{12 \mu} \frac{\Delta R}{R_s \Delta \theta} \frac{\partial}{\partial \theta} (FD)_s + 0.5 h_s \Delta R R_s \omega [1 - D_s (1 - F_s)] \end{cases} \quad (3)$$

F est une fonction booléenne représentant les éléments cavité et non cavité, et D une variable universelle représentant alternativement la pression ou la densité. En appliquant la théorie de conservation de débit, l'équation bilan est:

$$q_s^{(\theta)} - q_n^{(\theta)} + q_e^{(r)} - q_w^{(r)} = 0 \quad (4)$$

Le développement de cette expression conduit à un système linéaire dont la résolution permet de déterminer les pressions locales.

2.3 Conditions aux limites

L'une des conditions importante est d'imposer une périodicité aux frontières circonférentielles de la surface, afin d'assurer la continuité du domaine. Les conditions aux limites sur les frontières du domaine sont données par :

$$\begin{cases} P(R_{int}; \theta) = P_{int} \\ P(R_{ext}; \theta) = P_{ext} \end{cases} \quad (5)$$

Par ailleurs, la continuité de la pression suivant les frontières circonférentielles est assurée en imposant la condition suivant le débit : $q_n(N_\theta) = q_s(1)$.

3 Etude de différentes surfaces

Cette partie est dédiée à l'analyse de l'influence de l'état de surface sur la génération de la portance hydrodynamique. Dans l'ensemble de l'étude, la pression d'alimentation est supposée constante, et l'analyse des résultats de l'étude dépendra de deux paramètres (h_0/σ et N_h).

3.1 Surface N°1

L'état de surface est modélisé sous la forme d'une alvéole d'œufs. Le modèle mathématique est traduit par l'équation 6 et représenté sur la figure 2. Cette surface est discrétisée avec 2000 nœuds dans la direction radiale et 50 dans la direction circonférentielle.

$$h(\theta) = h_0 + \cos\left(2\pi \frac{\theta}{\theta_s}\right) \cos\left(2\pi \frac{r}{l_s}\right) \quad \text{avec} \quad l_s = R_{\text{moy}} \cdot \theta_s \quad (6)$$

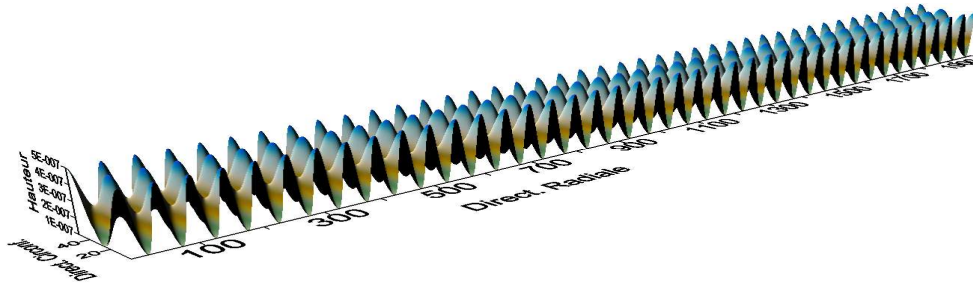


Figure 2: Etat de surface en "alvéole d'œufs"

Les résultats représentés sur la figure 3 (a/b) montrent la variation de la portance hydrodynamique et du pourcentage des zones de cavitation en fonction du nombre hydrodynamique (N_h). Les résultats montrent que, la portance hydrodynamique augmente avec N_h , et en même temps elle baisse lorsque h_0/σ augmente. Cependant, on observe un point d'inflexion sur certaines courbes ($h_0/\sigma = 4$ et $h_0/\sigma = 3,5$), correspondant à une augmentation rapide des zones de cavitation (figure3b). En effet, à partir de certaines valeurs de N_h , les zones de cavitation grandissent et bloquent l'écoulement dans le sens radial en modifiant ainsi la distribution de pression. La génération de portance hydrodynamique dans les garnitures reste un élément indispensable, puisqu'elle est à l'origine de la séparation des faces de frottement. Elle garantit donc un bon fonctionnement de la garniture.

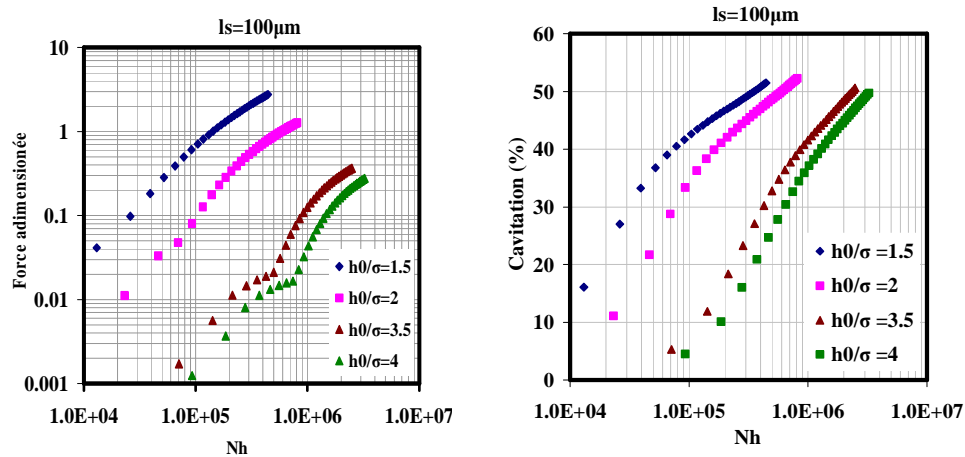


Figure 3 (a/b): Influence du facteur h_0/σ sur la génération de la portance hydrodynamique et des zones de cavitation

3.2 Surface N°2

On se propose ici d'étudier l'influence de hautes fréquences des rugosités sur la génération de portance hydrodynamique. Dans ce cas, l'état de surface est modélisé par un spectre de longueur d'ondes et traduit par l'équation suivante :

$$h(\theta) = h_0 + \sum_{i=1}^N a_i \cdot \cos(\omega_i \cdot \theta + \varphi_i) \quad (7)$$

où

$$\omega_i = \frac{i \cdot 2 \cdot \pi}{\theta_s} \quad \text{et} \quad a_i = \sigma \sqrt{\frac{8l_c}{(1 + \omega_i^2 l_c^2) l_s}}$$

L'expression de a_i correspond à la fonction exponentielle d'auto corrélation dont la longueur d'auto corrélation $l_s = 10 \mu\text{m}$.

Pour mettre en évidence l'influence des hautes fréquences des rugosités, faisons varier la valeur du paramètre N (équivalent à la fréquence de coupure) de l'équation 7. La figure 4 montre la variation de l'épaisseur de film pour différentes valeurs de la fréquence de coupure. En analysant les courbes de portance et de cavitation de la figure 5, on voit que même les hautes fréquences de rugosités n'influencent presque pas la génération de portance hydrodynamique. Cependant, on observe une évolution rapide de la portance hydrodynamique avec N_h . Celle-ci se stabilise légèrement avant de reprendre sa pente. Ce type de comportement est certainement dû à une évolution des zones de cavitation réduisant ainsi la surface où peut se développer la pression hydrodynamique.

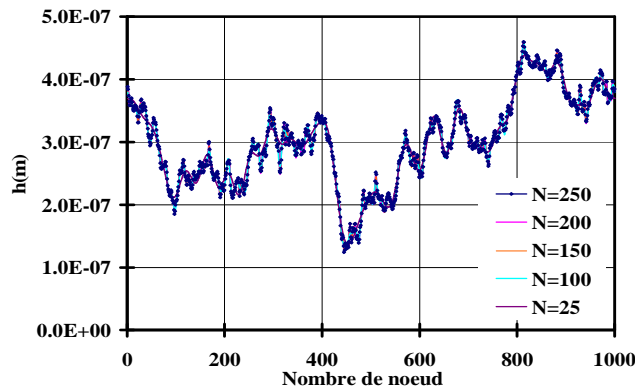


Figure 4 : Variation de l'épaisseur de film en fonction de fréquences de coupures

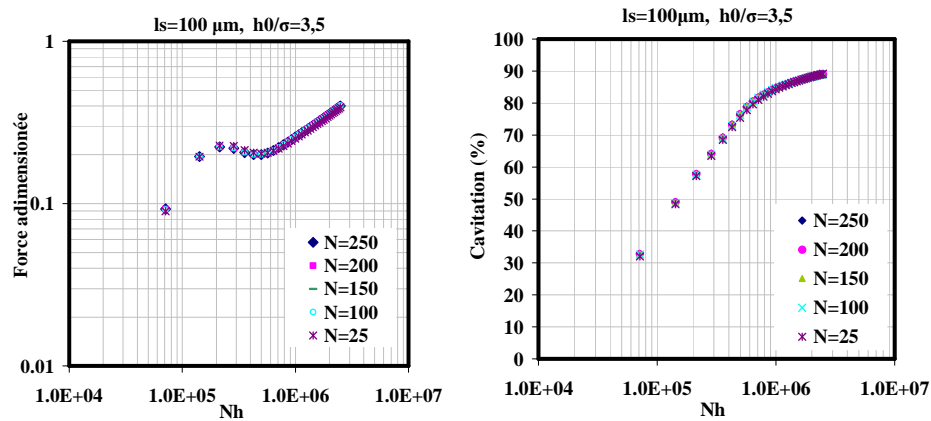


Figure 5 (a/b): Influence des fréquences de coupures sur la génération de la portance hydrodynamique et le pourcentage de cavitation

4 Conclusion

L'approche déterministe, basé sur la méthode de volumes finis a été utilisée pour traiter le problème de lubrification hydrodynamique. Les différents résultats ont montré que, la génération de portance hydrodynamique dans les garnitures mécaniques est fortement influencée par deux paramètres: la distance séparant les anneaux et le nombre hydrodynamique. Par ailleurs, les points suivants ont été retenus :

- Le pourcentage des zones de cavitation et la portance hydrodynamique augmentent avec le nombre hydrodynamique (N_h).

- Lorsque le h_0/σ ratio diminue, la charge hydrodynamique et pourcentage d'augmentation de cavitation.
- La portance hydrodynamique et le pourcentage de cavitation sont une fonction croissante de la longueur d'onde de rugosité.
- Le modèle montre que, les hautes fréquences de coupure n'influence pas la génération de portance hydrodynamique et peuvent être négligés.

Remerciement :

Nous tenons à remercier le CETIM qui nous a offert l'opportunité de développer cette étude.

References

- [1] Tzeng, S.T , and Saibel, 1967 "Surface Roughness Effect on slider Bearing Lubrication" ASLE Trans Vol.10 p.334
- [2] Christensen, H. 1969, "Stochastic Models for Hydrodynamic Lubrication of Rough Surfaces", Proc. Instn. Mech. Engrs., Vol. 184, pp.1013-1022.
- [3] N. Patir, H. S. Cheng, 1978, "An Average Flow Model for Determining Effects of Three-Dimensional Roughness on Partial Hydrodynamic Lubrication", ASME Journal of Lubrication Technology, Vol. 100, pp.12-17.
- [4] N. Patir, H. S. Cheng, 1979, "Application of Average Flow Model to Lubrication Between Rough Sliding Surfaces" ASME Journal of Lubrication Technology", Vol. 101, pp.220-230.
- [5] Tonder K, 1980 "Simulation of lubrication of Isotropically Rough surface" ASLE Trans Vol.23 pp.326-332.
- [6] J.L. Teale, A. O. Lebeck, 1980, "An Evaluation of the Average Flow Model to Lubrication for Surface Roughness Effects in Lubrication", ASME Journal of Lubrication Technology, Vol. 102, pp. 360-367.
- [7] Ai X., Cheng H. S., 1994, "A Transient EHL Analysis for Line Contacts with Measured Surface Roughness Using Multigrid Technique", Transactions of the ASME, Journal of Tribology, Vol. 116, pp. 549-558.
- [8] Jiang X., Hua D. Y., Cheng H. S., Ai X., Lee S. C., 1999, "A Mixed Elastohydrodynamic Lubrication Model With Asperity Contact", Transactions of the ASME, Journal of Tribology, Vol. 121, pp. 481-491

Nomenclature

h	Epaisseur moyenne de film	(m)
R_{int}	Rayon interne	(m)
R_{ext}	Rayon externe	(m)
P_{int}	Pression interne	(MPa)
P_{ext}	Pression d'alimentation	(MPa)
σ	Amplitude d'ondulation	(m)
N	Nombre de fréquence de coupure	
N_h	Nombre hydrodynamique	
ω_i	Pulsation	(rad/m)
l_s	Longueur d'onde	(m)
θ	L'angle de l'échantillon adimensionnée	
ω	Vitesse angulaire de rotation	(rad/s)
θ_s	L'angle de l'échantillon pour une longueur d'onde l_s	rad
R_{moy}	Rayon moyen	(m)